




PROCESS FOR FINDING THE MASS OF AIR ENTERING THE CYLINDERS OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH THE AID OF A MODEL

Patent number: EP0820559
Publication date: 1998-01-28
Inventor: TREINIES STEFAN (DE); ENGL MAXIMILIAN (DE); ROESEL GERD (DE)
Applicant: SIEMENS AG (DE)
Classification:
 - international: F02D41/18; F02D41/14
 - european: F02D41/14B; F02D41/18A
Application number: EP19960909021 19960409
Priority number(s): WO1996DE00615 19960409; DE19951013601 19950410

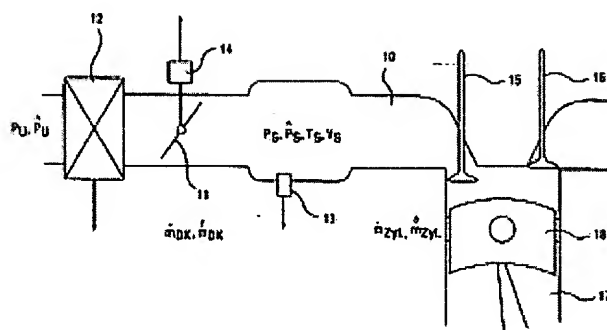
Also published as:

 WO9632579 (A1)
 US5889205 (A1)
 EP0820559 (B1)

Abstract not available for EP0820559

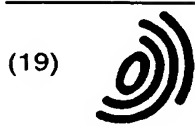
Abstract of corresponding document: **US5889205**

A method for determining an air mass flow into cylinders of an internal combustion engine with the aid of a model includes calculating an air mass actually flowing into a cylinder with the aid of an intake tube filling model supplying a load variable on the basis of which an injection time is determined, from input variables relating to throttle opening angle and ambient pressure and from parameters representing valve control. The load variable is used for prediction in order to estimate the load variable at an instant which is at least one sampling step later than a current calculation of the injection time.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

THIS PAGE BLANK (USPTO)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 0 820 559 B1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
15.09.1999 Patentblatt 1999/37

(51) Int Cl.⁶ **F02D 41/18, F02D 41/14**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE96/00615

(21) Anmeldenummer: **96909021.6**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 96/32579 (17.10.1996 Gazette 1996/46)

(22) Anmeldetag: **09.04.1996**

(54) VERFAHREN ZUM MODELLGESTÜTZTEN BESTIMMEN DER IN DIE ZYLINDER EINER BRENNKRAFTMASCHINE EINSTRÖMENDEN LUFTMASSE

PROCESS FOR FINDING THE MASS OF AIR ENTERING THE CYLINDERS OF AN INTERNAL
COMBUSTION ENGINE WITH THE AID OF A MODEL

PROCEDE POUR DETERMINER A L'AIDE D'UN MODELE LE VOLUME D'AIR ADMIS DANS LE
CYLINDRE D'UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB

(30) Priorität: **10.04.1995 DE 19513601**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
28.01.1998 Patentblatt 1998/05

(73) Patentinhaber: **SIEMENS
AKTIENGESELLSCHAFT
80333 München (DE)**

(72) Erfinder:
• **TREINIES, Stefan**
D-93055 Regensburg (DE)
• **ENGL, Maximilian**
D-93059 Regensburg (DE)
• **RÖSEL, Gerd**
D-01237 Dresden (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 326 065 **EP-A- 0 594 114**
DE-A- 3 919 448 **DE-A- 4 325 902**
GB-A- 2 225 877

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum modellgestützten Bestimmen der in die Zylinder einer Brennkraftmaschine einströmenden Luftmasse nach dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

[0002] Motorsteuerungssysteme für Brennkraftmaschinen, die mit Kraftstoffeinspritzung arbeiten, benötigen die vom Motor angesaugte Luftmasse m_{zy} als ein Maß für die Motorlast. Diese Größe bildet die Basis zur Realisierung eines geforderten Kraftstoff-Luft-Verhältnisses. Wachsende Anforderungen an Motorsteuerungssysteme, wie die Verringerung der Schadstoffemission von Kraftfahrzeugen, bedingen, daß die Lastgröße für stationäre und instationäre Vorgänge mit geringen zulässigen Fehlern bestimmt werden muß. Neben den genannten Betriebsfällen bietet die genaue Lasterfassung während der Warmlaufphase der Brennkraftmaschine ein erhebliches Potential zur Schadstoffreduktion.

[0003] Bei luftmassengeführten Motorsteuerungssystemen stellt im Instationärbetrieb das als Lastsignal der Brennkraftmaschine dienende Signal des Luftmassenmessers, der stromaufwärts des Saugrohrs angeordnet ist, kein Maß für die tatsächliche Füllung der Zylinder dar, weil das Volumen des Saugrohrs stromabwärts der Drosselklappe als Luftspeicher wirkt, der befüllt und entleert werden muß. Die maßgebende Luftmasse für die Einspritzzeitberechnung ist aber diejenige Luftmasse, die aus dem Saugrohr heraus und in den jeweiligen Zylinder hineinströmt.

[0004] Bei saugrohrdruckgeführten Motorsteuerungssystemen gibt zwar das Ausgangssignal des Drucksensors die tatsächlichen Druckverhältnisse im Saugrohr wieder, die Meßgrößen stehen aber u.a. aufgrund der notwendigen Mittelung der Meßgröße erst relativ spät zur Verfügung.

[0005] Mit der Einführung variabler Ansaugsysteme und variabler Ventilsteuerungen entstehen für empirisch gewonnene Modelle zur Gewinnung der Lastgröße aus Meßsignalen eine sehr große Vielzahl von Einflußgrößen, die die entsprechenden Modellparameter beeinflussen.

[0006] Auf physikalischen Ansätzen basierende modellgestützte Berechnungsmethoden stellen einen guten Ausgangspunkt zur genauen Bestimmung der Luftmasse m_{zy} dar.

[0007] Aus der DE 39 19 488 C2 ist eine Vorrichtung zur Regelung und zur Vorausbestimmung der Ansaugluftmenge einer saugrohrdruckgeführten Brennkraftmaschine bekannt, bei der der Drosselklappenöffnungsgrad und die Motordrehzahl als Grundlage zur Berechnung des derzeitigen Wertes der in den Brennraum der Maschine eingesaugten Luft verwendet werden. Diese berechnete, gegenwärtige Ansaugluftmenge wird dann als Grundlage zur Berechnung des vorausbestimmten Wertes für die Ansaugluftmenge, die in den Brennraum der Maschine zu einer bestimmten Zeit von dem Punkt an, an dem die Berechnung ausgeführt wurde, einzusaugen ist, benutzt. Das Drucksignal, das stromabwärts der Drosselklappe gemessen wird, wird mit Hilfe von theoretischen Beziehungen korrigiert, so daß eine Verbesserung der Bestimmung der angesaugten Luftmasse erreicht und damit eine genauere Berechnung der Einspritzzeit möglich ist.

[0008] Im instationären Betrieb der Brennkraftmaschine ist es aber wünschenswert, die Bestimmung der in die Zylinder einströmenden Luftmasse noch genauer durchzuführen.

[0009] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde ein Verfahren anzugeben, mit dem die tatsächlich in den Zylinder der Brennkraftmaschine einströmende Luftmasse mit hoher Genauigkeit bestimmt werden kann. Außerdem sollen systembedingte Totzeiten, die aufgrund der Kraftstoffvorlagerung und der Rechenzeit bei der Berechnung der Einspritzzeit auftreten können, kompensiert werden.

[0010] Diese Aufgabe wird gemäß den Merkmalen des Patentanspruches 1 gelöst.

[0011] Vorteilhafte Weiterbildungen finden sich in den Unteransprüchen.

[0012] Ausgehend von einem bekannten Ansatz ergibt sich eine Modellbeschreibung, die auf einer nichtlinearen Differentialgleichung basiert. Im folgenden wird eine Approximation dieser nichtlinearen Gleichung vorgestellt. Im Ergebnis dieser Approximation läßt sich das Systemverhalten mittels einer bilinearen Gleichung beschreiben, die die schnelle Lösung der Beziehung im Motorsteuergerät des Kraftfahrzeugs unter Echtzeitbedingungen gestattet. Der gewählte Modellansatz beinhaltet dabei die Modellierung von variablen Saugsystemen und Systemen mit variablen Ventilsteuerungen. Die durch diese Anordnung und durch dynamische Nachladung, d.h. durch Reflexionen von Druckwellen im Saugrohr hervorgerufenen Effekte, können ausschließlich durch die Wahl stationär bestimmbarer Parameter des Modelles sehr gut berücksichtigt werden. Alle Modellparameter sind einerseits physikalisch interpretierbar und andererseits ausschließlich aus stationären Messungen zu gewinnen.

[0013] Die meisten Algorithmen zur zeitdiskreten Lösung der Differentialgleichung, die das Verhalten des hier genutzten Modelles beschreibt, erfordern vor allem bei geringem Druckabfall über der Drosselklappe, d.h. bei Vollast eine sehr kleine Rechenschrittweite, um numerisch stabil zu arbeiten. Die Folge wäre ein unvertretbarer Rechenaufwand bei der Bestimmung der Lastgröße. Da Lasterfassungssysteme meist segmentsynchron arbeiten, d.h. für 4-Zylindermotoren wird alle 180° KW ein Meßwert abgetastet, muß die Modellgleichung ebenfalls segmentsynchron gelöst werden. Im nachfolgenden wird ein absolut stabiles Differenzschema zur Lösung von Differentialgleichungen eingesetzt, das numerische Stabilität bei beliebiger Schrittweite garantiert.

[0014] Das erfindungsgemäße modellgestützte Berechnungsverfahren bietet zudem die Möglichkeit einer Prädiktion des Lastsignales um eine wählbare Anzahl von Abtastschritten, d.h. eine Vorhersage des Lastsignales mit variablem

Prädiktionshorizont. Wird die dem Prädiktionshorizont bei konstanter Drehzahl proportionale Prädiktionszeit nicht zu groß, so erhält man ein präzisiertes Lastsignal hoher Genauigkeit.

[0015] Eine solche Vorhersage ist notwendig, da zwischen der Erfassung relevanter Meßwerte und der Berechnung der Lastgröße eine Totzeit entsteht. Desweiteren muß aus Gründen der Gemischaufbereitung vor dem eigentlichen Beginn der Ansaugphase des jeweiligen Zylinders möglichst genau die Kraftstoffmasse über die Einspritzventile zugemessen werden, die im Verlauf der kommenden Ansaugphase im gewünschten Verhältnis zur Luftmasse m_{Zyl} steht. Ein variabler Prädiktionshorizont verbessert die Güte der Kraftstoffzumessung im instationären Motorbetrieb. Da bei steigender Drehzahl die Segmentzeit abnimmt, muß der Einspritzvorgang eine größere Anzahl von Segmenten eher beginnen, als dies bei einer niedrigeren Drehzahl der Fall ist. Um die zu dosierende Kraftstoffmasse möglichst exakt bestimmen zu können, ist die Prädiktion der Lastgröße um die Anzahl von Segmenten, um die die Kraftstoffvorlagerung vorgenommen wird, notwendig, um ein gefordertes Kraftstoff-Luft-Verhältnis auch in diesem Fall einzuhalten. Die Prädiktion der Lastgröße trägt somit aus einer wesentlichen Verbesserung der Einhaltung des geforderten Kraftstoff-Luft-Verhältnisses im instationären Motorbetrieb bei. Dieses System zur modellgestützten Lasterfassung ist in den bekannten Motorsteuerungssystemen, d.h. bei luftmassengeführte bzw. saugrohrdruckgeführte Motorsteuerungssysteme wird im folgenden ein Korrekturalgorithmus in Form eines Modellregelkreises formuliert, der bei auftretenden Ungenauigkeiten von Modellparametern eine permanente Genauigkeitsverbesserung, d.h. einen Modellabgleich im stationären und instationären Betrieb gestattet.

[0016] Ein Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Verfahrens wird anhand der nachfolgenden schematischen Zeichnungen beschrieben. Dabei zeigen:

- Figur 1 eine Prinzipskizze zum Saugsystem einer Otto-Brennkraftmaschine einschließlich der entsprechenden Modell- und Meßgrößen,
- Figur 2 die Durchflußfunktion und die dazugehörige Polygonzugapproximation,
- Figur 3 eine Prinzipdarstellung zum Modellregelkreis für luftmassengeführte Motorsteuerungssysteme und
- Figur 4 eine Prinzipdarstellung zum Modellregelkreis für saugrohrdruckgeführte Motorsteuerungssysteme.

[0017] Bei der modellgestützten Berechnung der Lastgröße \hat{m}_{Zyl} wird von der in Figur 1 dargestellten prinzipiellen Anordnung ausgegangen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird dabei nur ein Zylinder der Brennkraftmaschine dargestellt. Mit dem Bezugszeichen 10 ist dabei ein Saugrohr einer Brennkraftmaschine bezeichnet, in dem eine Drosselklappe 11 angeordnet ist. Die Drosselklappe 11 ist mit einem den Öffnungsgrad der Drosselklappe ermittelnden Drosselklappenstellungsfühler 14 verbunden. Stromaufwärts der Drosselklappe 11 ist bei einem luftmassengeführten Motorsteuerungssystem ein Luftmassenmesser 12 angeordnet, während bei einem saugrohrdruckgeführten Motorsteuerungssystem ein Saugrohrdruckfühler 13 im Saugrohr angeordnet ist. Je nach Art der Lasterfassung ist somit nur eine der beiden Komponenten 12, 13 vorhanden. Die Ausgänge des Luftmassenmessers 12, des Drosselklappenstellungsgebers 14 und des zum Luftmassenmesser 12 alternativ vorhandenen Saugrohrdrucksensors 13 sind mit Eingängen einer nicht dargestellten, an sich bekannten elektronischen Steuerungseinrichtung der Brennkraftmaschine verbunden. Außerdem sind in Figur 1 noch schematisch ein Einlaßventil 15, ein Auslaßventil 16, sowie ein in einem Zylinder 17 beweglicher Kolben 18 dargestellt.

[0018] Außerdem sind in Figur 1 ausgewählte Größen bzw. Parameter des Saugsystems eingezeichnet. Dabei bedeutet das Dachsymbol \wedge über einer Größe, daß es sich um eine Modellgröße handelt, während Größen ohne Dachsymbol \wedge Meßgrößen repräsentieren. Im einzelnen bedeuten:

[0019] P_U Umgebungsdruck, P_S Saugrohrdruck, T_S Temperatur der Luft im Saugrohr, V_S das Volumen des Saugrohrs.

[0020] Größen mit einem Punktsymbol kennzeichnen die erste zeitliche Ableitung der entsprechenden Größen. \dot{m}_{DK} ist somit der Luftmassenstrom an der Drosselklappe und \dot{m}_{Zyl} ist der Luftmassenstrom der tatsächlich in den Zylinder der Brennkraftmaschine einströmt.

[0021] Die grundlegende Aufgabe bei der modellgestützten Berechnung des Motorlastzustandes besteht nun in der Lösung der Differentialgleichung für den Saugrohrdruck

$$\hat{\dot{P}}_S = \frac{R_L \cdot T_S}{V_S} \cdot \left(\hat{m}_{DK} - \hat{m}_{Zyl} \right), \quad (2.1)$$

die sich unter der Voraussetzung konstanter Temperatur der Luft im Saugrohr T_S aus der Zustandsgleichung idealer Gase herleiten läßt.

[0022] Mit R_L ist dabei die allgemeine Gaskonstante bezeichnet.

[0023] Die Lastgröße \hat{m}_{zy} wird durch Integration aus dem Zylindermassenstrom \hat{m}_{zy} bestimmt. Die durch (2.1) beschriebenen Verhältnisse sind auf Mehrzylinder-Brennkraftmaschinen mit Schwingrohr- (Schaltsaugrohr-) und/oder Resonanzsaugsysteme ohne strukturelle Änderungen anwendbar.

[0024] Für Systeme mit Multi-Point-Einspritzungen, bei denen die Kraftstoffzumessung durch mehrere Einspritzventile erfolgt, gibt die Gleichung (2.1) die Verhältnisse genauer wieder als dies bei Single-Point-Einspritzungen, d.h. bei Einspritzungen, bei denen der Kraftstoff mittels eines einzigen Kraftstoffeinspritzventiles zugemessen wird, der Fall ist. Bei erstgenannter Art der Kraftstoffzumessung ist nahezu das gesamte Ansaugsystem mit Luft gefüllt. Lediglich in einem kleinen Bereich vor den Einlaßventilen befindet sich ein Kraftstoff-Luftgemisch. Im Gegensatz dazu ist bei Single-Point-Einspritzsystemen das gesamte Saugrohr von der Drosselklappe bis zum Einlaßventil mit Kraftstoff-Luft-Gemisch gefüllt, da das Einspritzventil vor der Drosselklappe angeordnet ist. In diesem Fall stellt die Annahme eines idealen Gases eine stärkere Näherung dar, als dies bei der Multi-Point-Einspritzung der Fall ist. Bei Single-Point-Einspritzung erfolgt die Kraftstoffzumessung entsprechend \hat{m}_{DK} bei Multi-Point-Einspritzung entsprechend \hat{m}_{DK} .

[0025] Im folgenden wird die Berechnung der Massenströme \hat{m}_{DK} und \hat{m}_{zy} näher beschrieben.

[0026] Die Modellgröße des Luftmassenstromes an der Drosselklappe \hat{m}_{DK} wird durch die Durchflußgleichung idealer Gase durch Drosselstellen beschrieben. An der Drosselstelle auftretende Strömungsverluste werden durch den reduzierten Strömungsquerschnitt \hat{A}_{RED} berücksichtigt. Der Luftmassenstrom \hat{m}_{DK} wird demnach durch die Beziehung

$$\hat{m}_{DK} = \hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_S}} \cdot \hat{P}_U \cdot \psi$$

mit

$$\psi = \sqrt{\left(\frac{\hat{P}_S}{\hat{P}_U} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{\hat{P}_S}{\hat{P}_U} \right)^{\left(\frac{\kappa+1}{\kappa} \right)}}$$

für überkritische Druckverhältnisse bzw.

$$\psi = \text{const. für kritische Druckverhältnisse} \quad (2.2)$$

bestimmt.

\hat{m}_{DK} : Modellgröße des Luftmassenstromes an der Drosselklappe
 \hat{A}_{RED} : reduzierter Strömungsquerschnitt
 κ : Adiabatenexponent
 R_L : allgemeine Gaskonstante
 T_S : Temperatur der Luft im Saugrohr
 \hat{P}_U : Modellgröße des Umgebungsdruckes
 \hat{P}_S : Modellgröße des Saugrohrdruckes
 ψ : Durchflußfunktion.

[0027] An der Drosselstelle, d.h. an der Drosselklappe auftretende Strömungsverluste werden über die geeignete Wahl von \hat{A}_{RED} berücksichtigt. Aus stationären Messungen kann bei bekannten Drücken vor und hinter der Drosselstelle und bekanntem Massenstrom durch die Drosselstelle eine Zuordnung zwischen dem vom Drosselklappenstellungsfühler 14 ermittelten Drosselklappenwinkel und dem entsprechendem reduzierten Querschnitt \hat{A}_{RED} angegeben werden.

[0028] Wird der Luftmassenstrom \hat{m}_{DK} an der Drosselklappe durch die Beziehung (2.2) beschrieben, so entsteht ein komplizierter Algorithmus zur numerisch richtigen Lösung der Differentialgleichung (2.1). Zur Reduktion des Rechen-

aufwandes wird die Durchflußfunktion ψ durch einen Polygonzug approximiert.

[0029] Figur 2 zeigt den Verlauf der Durchflußfunktion ψ und das darauf angewandte Approximationsprinzip. Innerhalb eines Abschnittes i ($i = 1 \dots k$) wird die Durchflußfunktion ψ durch eine Gerade dargestellt. Mit einer vertretbaren Anzahl von Geradenabschnitten kann damit eine gute Approximation erreicht werden. Durch einen solchen Ansatz kann die Gleichung (2.2) zur Berechnung des Massenstromes an der Drosselklappe \hat{m}_{DK} durch die Beziehung

$$\hat{m}_{DK_APPROX} = \hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{k-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_S}} \cdot \hat{P}_U \cdot \left(m_i \frac{\hat{P}_S}{\hat{P}_U} + n_i \right) \quad (2.3)$$

für $i = (1 \dots k)$

approximiert werden.

[0030] In dieser Form beschreibt m_i die Steigung und n_i das Absolutglied des jeweiligen Geradenabschnittes. Die Werte für die Steigung und für das Absolutglied werden in Tabellen als Funktion des Verhältnisses Saugrohrdruck zu Umgebungsdruck $\frac{\hat{P}_S}{\hat{P}_U}$ abgelegt.

[0031] Auf der Abszisse von Figur 2 ist dabei das Druckverhältnis $\frac{\hat{P}_S}{\hat{P}_U}$ und auf der Ordinate der Funktionswert (0 - 0.3) der Durchflußfunktion ψ aufgetragen.

[0032] Für Druckverhältnisse

$$\frac{\hat{P}_S}{\hat{P}_U} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

ist $\psi = \text{konstant}$, d.h. daß der Durchfluß an der Drosselstelle nur noch vom Querschnitt abhängig ist und nicht mehr von den Druckverhältnissen. Die in die jeweiligen Zylinder der Brennkraftmaschine einströmende Luftmasse läßt sich analytisch nur schwer bestimmen, da sie stark vom Ladungswechsel abhängt. Die Füllung der Zylinder wird weitestgehend durch den Saugrohrdruck, die Drehzahl und durch die Ventilsteuerzeiten bestimmt.

[0033] Zur möglichst genauen Berechnung des Massenstroms in den jeweiligen Zylinder \hat{m}_{Zyl} ist deshalb einerseits die Beschreibung der Verhältnisse im Ansaugtrakt der Brennkraftmaschine mittels partieller Differentialgleichungen und andererseits die Berechnung des Massenstromes am Einlaßventil nach der Durchflußgleichung als erforderliche Randbedingung notwendig. Erst dieser komplizierte Ansatz gestattet die Berücksichtigung dynamischer Nachladeeffekte, die von der Drehzahl, der Saugrohrgeometrie, der Zylinderzahl sowie den Ventilsteuerzeiten maßgeblich beeinflusst werden.

[0034] Da eine Berechnung nach oben genanntem Ansatz in der elektronischen Steuerungseinrichtung der Brennkraftmaschine nicht realisierbar ist, geht eine mögliche Näherung von einem einfachen Zusammenhang zwischen Saugrohrdruck \hat{P}_S und Zylindermassenstrom \hat{m}_{Zyl} aus. Für einen weiten Bereich der sinnvollen Ventilsteuerzeiten kann dafür in guter Näherung von einem linearen Ansatz der Form

$$\hat{m}_{Zyl_APPROX} = \gamma_1 \cdot \hat{P}_S + \gamma_0 \quad (2.4)$$

ausgegangen werden.

[0035] Die Steigung γ_1 und das Absolutglied γ_0 der Beziehung (2.4) sind dabei, unter Berücksichtigung aller wesentlichen Einflußfaktoren Funktionen der Drehzahl, der Saugrohrgeometrie, der Zylinderzahl, der Ventilsteuerzeiten sowie der Temperatur der Luft im Saugrohr T_S . Die Abhängigkeit der Werte von γ_1 und γ_0 von den Einflußgrößen Drehzahl, Saugrohrgeometrie, Zylinderzahl und den Ventilsteuerzeiten und Ventilerhebungskurven kann dabei über stationäre Messungen ermittelt werden. Über diese Wertebestimmung wird ebenfalls der Einfluß von Schwingrohr- und/oder Resonanzsaugsystemen auf die von der Brennkraftmaschine angesaugte Luftmasse gut wiedergegeben. Die Werte von γ_1 und γ_0 sind in Kennfeldern der elektronischen Motorsteuerungseinrichtung abgelegt.

[0036] Als bestimmende Größe zur Ermittlung der Motorlast wird der Saugrohrdruck \hat{P}_S ausgewählt. Mit Hilfe der Modell-Differentialgleichung soll diese Größe möglichst exakt und schnell geschätzt werden. Die Schätzung von \hat{P}_S erfordert die Lösung der Gleichung (2.1).

[0037] Mit den anhand der Formeln (2.2) und (2.3) eingeführten Vereinfachungen kann (2.1) durch die Beziehung

$$\hat{P}_S = \frac{R_L \cdot T_S}{V_S} \cdot \left(\hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{k-1}} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_S} \cdot \hat{P}_U \cdot \left\{ m_i \cdot \frac{\hat{P}_S}{\hat{P}_U} + n_i \right\} - \left\{ \gamma_1 \cdot \hat{P}_S + \gamma_0 \right\} \right)$$

für $i = (1 \dots k)$

(2.5)

approximiert werden. Betrachtet man, entsprechend den Voraussetzungen zur Herleitung von Gleichung (2.1), die Temperatur der Luft im Saugrohr T_S als eine langsam veränderliche Meßgröße sowie \hat{A}_{RED} als Eingangsgröße, so läßt sich die nichtlineare Form der Differentialgleichung (2.1) durch die bilineare Gleichung (2.5) approximieren.

[0038] Zur Lösung der Gleichung (2.5) wird diese Beziehung in eine geeignete Differenzengleichung übergeführt.

[0039] Als Kriterium zur Auswahl des geeigneten Differenzenschemas können die folgenden prinzipiellen Anforderungen an die Lösungseigenschaften der zur bildenden Differenzengleichung formuliert werden:

1. Das Differenzenschema muß auch unter extremen dynamischen Anforderungen konservativ sein, d.h. die Lösung der Differenzengleichung muß der Lösung der Differentialgleichung entsprechen,
2. die numerische Stabilität muß zu Abtastzeiten, die den maximal möglichen Segmentzeiten entsprechen, im gesamten Arbeitsbereich das Saugrohrdruckes garantiert sein.

[0040] Forderung 1 ist durch einen impliziten Rechenalgorithmus erfüllbar. Aufgrund der Approximation der nichtlinearen Differentialgleichung (2.1) durch eine bilineare Gleichung ist das entstehende implizite Lösungsschema ohne Einsatz iterativer Verfahren lösbar, da die Differenzengleichung in eine explizite Form überführt werden kann.

[0041] Die zweite Forderung ist aufgrund der Konditionierung der Differentialgleichung (2.1) und deren Approximation (2.5) nur durch eine Rechenvorschrift zur Bildung der Differenzengleichung erfüllbar, die absolut stabil arbeitet. Diese Verfahren werden auch als A-stabile Verfahren bezeichnet. Kennzeichnend für diese A-Stabilität ist die Eigenschaft des Algorithmus, bei einem stabilen Ausgangsproblem für beliebige Werte der Abtastzeit, d.h. Segmentzeit T_A numerisch stabil zu sein. Eine mögliche Rechenvorschrift zur numerischen Lösung von Differentialgleichungen, die beiden Forderungen gerecht wird, ist die Trapezregel.

[0042] Die durch Anwendung der Trapezregel entstehende Differenzengleichung lautet im vorliegenden Fall

$$\hat{P}_S [N] = \hat{P}_S [N-1] + \frac{T_A}{2} \cdot \left(\dot{\hat{P}}_S [N-1] + \dot{\hat{P}}_S [N] \right)$$

für $N = (1 \dots \infty)$

(2.6)

definiert.

[0043] Wird diese Vorschrift auf (2.5) angewandt, so ergibt sich die Beziehung

$$\begin{aligned}
 \hat{P}_S [N] = & \frac{\hat{P}_S [N-1] + \frac{T_A}{2} \cdot \dot{\hat{P}}_S [N-1]}{1 - \frac{T_A}{2} \cdot \frac{R_L \cdot T_S}{V_S} \cdot \left(\hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_S}} \cdot m_i - \gamma_1 \right)} + \\
 & \frac{\frac{T_A}{2} \cdot \frac{R_L \cdot T_S}{V_S} \cdot \left(\hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_S}} \cdot \hat{P}_U \cdot n_i - \gamma_0 \right)}{1 - \frac{T_A}{2} \cdot \frac{R_L \cdot T_S}{V_S} \cdot \left(\hat{A}_{RED} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{1}{R_L \cdot T_S}} \cdot m_i - \gamma_1 \right)}
 \end{aligned}$$

für $N = (1 \dots \infty)$ und $i = (1 \dots k)$ (2.7)

zur Berechnung des Saugrohrdruckes $\hat{P}_S [N]$ als Maß für die Motorlast.

[0044] $[N]$ bedeutet dabei das aktuelle Segment bzw. der aktuelle Rechenschritt, $[N+1]$ das nächstfolgende Segment bzw. der nächstfolgende Rechenschritt.

[0045] Im folgenden wird die Berechnung des aktuellen und prädierten Lastsignals beschrieben.

[0046] Aus dem berechneten Saugrohrdruck \hat{P}_S kann der Luftmassenstrom \dot{m}_{Zyl} der in die Zylinder einströmt, durch die Beziehung (2.4) ermittelt werden. Wendet man einen einfachen Integrationsalgorithmus an, so erhält man für die während eines Ansaugtaktes von der Brennkraftmaschine angesaugte Luftmasse die Beziehung

$$\hat{m}_{Zyl} [N] = \frac{T_A}{2} \cdot \left(\hat{m}_{Zyl} [N-1] + \hat{m}_{Zyl} [N] \right)$$

für $N = (1 \dots \infty)$ (2.8)

[0047] Dabei wird davon ausgegangen, daß der Anfangswert der Lastgröße null ist. Für die segmentsynchrone Lastfassung sinkt mit steigender Drehzahl die Segmentzeit, während die Segmentanzahl, um die eine Kraftstoffvorlagerung vorgenommen wird, steigen muß. Aus diesem Grund ist es erforderlich, die Prädiktion des Lastsignals für einen veränderlichen Prädiktionshorizont H , d.h. für eine bestimmte, in erster Linie drehzahlabhängige Anzahl H von Segmenten, auszulegen. Berücksichtigt man diesen veränderlichen Prädiktionshorizont H , so kann Gleichung (2.8) in der Form

$$\hat{m}_{Zyl} [N+H] = \frac{T_A}{2} \cdot \left(\hat{m}_{Zyl} [N+H-1] + \hat{m}_{Zyl} [N+H] \right)$$

für $N = (1 \dots \infty)$ (2.9)

geschrieben werden.

[0048] Für die weiteren Überlegungen wird davon ausgegangen, daß sich die Segmentzeit T_A und die Parameter γ_1 und γ_0 der Beziehung (2.4), die zur Bestimmung des Massenstromes \dot{m}_{Zyl} aus dem Saugrohrdruck \hat{P}_S erforderlich sind, über die Prädiktionszeit nicht ändern. Unter dieser Voraussetzung wird die Prädiktion eines Wertes für $\dot{m}_{Zyl} [N+H]$ durch die Prädiktion des entsprechenden Druckwertes $\hat{P}_S [N+H]$ erreicht. Dadurch nimmt die Gleichung (2.9) die Form

$$\hat{m}_{Zyl}[N] = \frac{T_A}{2} \cdot \left(\gamma_1 \cdot \left\{ \hat{P}_S[N+H-1] + \hat{P}_S[N+H] \right\} + 2 \cdot \gamma_0 \right)$$

für $N = (1 \dots \infty)$ (2.10)

an.

[0049] Da bei dem beschriebenen Verfahren die zeitliche Änderung des Saugrohrdruckes \hat{P}_S in analytischer Form vorliegt, wird im folgenden die Prädiktion des Druckwertes $\hat{P}_S[N+H]$ durch H-fache Anwendung der Trapezregel erreicht. In diesem Fall erhält man die Beziehung

$$\hat{P}_S[N+H] = \hat{P}_S[N] + \frac{T_A}{2} \cdot H \cdot \left(\hat{P}_S[N-1] + \hat{P}_S[N] \right)$$

für $N = (1 \dots \infty)$ (2.11)

[0050] Bestimmt man den Druck $\hat{P}_S[N+H-1]$ in analoger Weise, so kann für das prädiizierte Lastsignal die Gleichung

$$\hat{m}_{Zyl}[N+H] = T_A \cdot \left(\gamma_1 \cdot \left\{ \hat{P}_S[N] + (H-0.5) \cdot \frac{T_A}{2} \cdot \left(\hat{P}_S[N-1] + \hat{P}_S[N] \right) \right\} + \gamma_0 \right)$$

für $N = (1 \dots \infty)$ (2.12)

angegeben werden.

[0051] Wählt man für den Prädiktionshorizont H Werte in der Größenordnung von 1...3 Segmenten, so kann mit der Formel (2.12) ein gut prädiiziertes Lastsignal erhalten werden.

[0052] Im folgenden wird das Prinzip des Modellabgleichs für luftmassen- und saugrohrdruckgeführte Motorsteuerungssysteme erklärt.

[0053] Bedingt durch den Einsatz von Motoren mit variabler Ventilsteuerung und/oder veränderlicher Saugrohrgeometrie, durch Fertigungstoleranzen und Alterungserscheinungen, sowie durch Temperatureinflüsse sind die Werte von γ_1 und γ_0 mit einer gewissen Unsicherheit behaftet. Die Parameter der Gleichung zur Bestimmung des Massenstromes in den Zylindern sind, wie oben beschrieben, Funktionen vielfältiger Einflußgrößen, von denen nur die wichtigsten erfaßt werden können.

[0054] Bei der Berechnung des Massenstromes an der Drosselklappe wirken sich Meßfehler bei der Erfassung des Drosselklappenwinkels und Approximationsfehler bei der Polygonzugapproximation der Durchflußfunktion ψ auf die Modellgrößen aus. Besonders bei kleinen Drosselklappenwinkeln ist die Systemempfindlichkeit gegenüber erstgenannten Fehlern besonders hoch. Daraus ergibt sich, daß kleine Änderungen der Drosselklappenstellung einen gravierenden Einfluß auf Massenstrom bzw. Saugrohrdruck haben. Um die Wirkung dieser Einflüsse zu reduzieren, wird im folgenden ein Verfahren vorgeschlagen, das es gestattet, bestimmte Größen, die Einfluß auf die Modellrechnung haben, so zu korrigieren, daß eine genauigkeitsverbessernde Modellanpassung für stationären und instationären Motorbetrieb durchgeführt werden kann.

[0055] Die Anpassung wesentlicher Parameter des Modells zur Bestimmung der Lastgröße der Brennkraftmaschine erfolgt durch die Korrektur des aus dem gemessenen Drosselklappenwinkel bestimmten reduzierten Querschnitts \hat{A}_{RED} durch die Korrekturgröße $\Delta \hat{A}_{RED}$.

[0056] Die Eingangsgröße zur korrigierten Saugrohrdruckberechnung \hat{A}_{RED} wird damit durch die Beziehung

$$\hat{A}_{REDKORR} = \hat{A}_{RED} + \Delta \hat{A}_{RED} \quad (3.11)$$

beschrieben.

[0057] In der Gleichung (2.2) und nachfolgenden Formeln wird dann \hat{A}_{RED} durch $\hat{A}_{REDKORR}$ ersetzt. Zur Verbesserung des Folgeverhaltens des Regelkreises wird der aus dem Meßwert des Drosselklappenwinkels abgeleitete reduzierte Drosselklappenquerschnitt \hat{A}_{RED} in die Modellrechnung einbezogen. Die Korrekturgröße $\Delta \hat{A}_{RED}$ wird durch Realisierung eines Modellregelkreises gebildet.

[0058] Für luftmassengeführte Motorsteuerungssysteme ist der mittels des Luftmassenmessers an der Drosselklappe gemessene Luftmassenstrom \dot{m}_{DK_LMM} die Führungsgröße dieses Regelkreises, während für saugrohrdruckgeführte Systeme der gemessene Saugrohrdruck P_S als Führungsgröße genutzt wird. Über eine Folgeregelung wird der Wert von $\Delta \hat{A}_{RED}$ so bestimmt, daß die Regelabweichung zwischen Führungsgröße und der entsprechenden Regelgröße minimiert wird.

[0059] Um auch im dynamischen Betrieb Genauigkeitsverbesserungen mit der genannten Methode zu erreichen, muß die Meßwerterfassung der Führungsgröße möglichst exakt nachgebildet werden. In den meisten Fällen sind dabei das dynamische Verhalten des Sensors, d.h. entweder des Luftmassenmessers oder des Saugrohrdrucksensors und eine nachfolgend durchgeführte Mittelwertbildung zu berücksichtigen.

[0060] Das dynamische Verhalten des jeweiligen Sensors kann in erster Näherung als ein System erster Ordnung mit eventuell arbeitspunktabhängigen Verzögerungszeiten T_1 modelliert werden. Im Falle eines luftmassengeführten Systems lautet eine mögliche Gleichung zur Beschreibung des Sensorverhaltens

$$\hat{m}_{DK_LMM} [N] = e^{-\frac{T_A}{T_1}} \cdot \hat{m}_{DK} [N-1] + \left(1 - e^{-\frac{T_A}{T_1}}\right) \cdot \hat{m}_{DK_LMM} [N-1] \quad (3.12)$$

[0061] Eine Größe, die beim gewählten Ansatz einen wesentlichen Einfluß auf den maximal möglichen Massenstrom \dot{m}_{max} besitzt, ist der Umgebungsdruck \hat{P}_U . Aus diesem Grund kann nicht von einem konstanten Wert dieser Größe ausgegangen werden, sondern es erfolgt eine Anpassung in der nachfolgend beschriebenen Art und Weise.

[0062] Der Wert des Umgebungsdruckes \hat{P}_U wird verändert, wenn der Betrag der Korrekturgröße $\Delta \hat{A}_{RED}$ eine bestimmte Schwelle überschreitet oder wenn das Druckverhältnis $\frac{\hat{P}_S}{\hat{P}_U}$ größer als eine wählbare Konstante ist. Damit wird gewährleistet, daß sowohl im Teil- als auch im Vollastbereich eine Umgebungsdruckanpassung erfolgen kann.

[0063] Im folgenden wird ein Modellabgleich für luftmassengeführte Motorsteuerungssysteme erklärt. Für dieses System kann die in Figur 3 dargestellte Modellstruktur angegeben werden.

[0064] Der Drosselklappenstellungsfühler 14 (Figur 1) liefert ein dem Öffnungsgrad der Drosselklappe 11 entsprechendes Signal, z.B. einen Drosselklappenöffnungswinkel. In einem Kennfeld der elektronischen Motorsteuerungseinrichtung sind zu verschiedenen Werten dieses Drosselklappenöffnungswinkels zugehörige Werte für den reduzierten Querschnitt der Drosselklappe \hat{A}_{RED} abgespeichert. Diese Zuordnung wird durch den Block "statisches Modell" in Figur 3 und in Figur 4 repräsentiert. Das Teilsystem "Saugrohrmodell" in den Figuren 3 und 4 repräsentiert das durch (2.7) beschriebene Verhalten. Führungsgröße dieses Modellregelkreises ist der Meßwert des über ein Segment gemittelten Luftmassenstromes an der Drosselklappe \dot{m}_{DK_LMM} . Wird als Regler in diesem Modellregelkreis ein PI-Regler eingesetzt, so ist die bleibende Regelabweichung null, d.h. Modellgröße und Meßgröße des Luftmassenstromes an der Drosselklappe sind identisch. Die Pulsationserscheinungen des Luftmassenstromes an der Drosselklappe, die vor allem bei 4-Zylindermotoren zu beobachten sind, führen bei betragsbildenden Luftmassenmessern zu erheblichen positiven Meßfehlern und somit zu einer stark fehlerbehafteten Führungsgröße. Durch eine Abschaltung des Reglers, d.h. einer Verkleinerung der Reglerparameter kann zum gesteuerten modellgestützten Betrieb übergegangen werden. Bereiche, in denen die genannten Pulsationen auftreten, können somit mit dem selben Verfahren unter Berücksichtigung dynamischer Zusammenhänge behandelt werden, wie diejenigen Bereiche, in denen eine nahezu ungestörte Führungsgröße vorliegt. Im Gegensatz zu Verfahren, die relevante Meßwerte nur in stationären Betriebspunkten berücksichtigen, bleibt das beschriebene System nahezu uneingeschränkt arbeitsfähig. Bei Ausfall des Luftmassensignals oder des Signals des Drosselklappenstellungsfühlers ist das vorgestellte System in der Lage, ein entsprechendes Ersatzsignal zu bilden. Bei Ausfall der Führungsgröße muß der gesteuerte Betrieb realisiert werden, während im anderen Fall der geregelte Betrieb die kaum beeinträchtigte Funktionsfähigkeit des Systems garantiert.

[0065] Der Block "Saugrohrmodell" repräsentiert die Verhältnisse wie sie anhand der Gleichung (2.7) beschrieben sind und hat demzufolge als Ausgangsgröße die Modellgröße \hat{P}_S sowie die zeitliche Ableitung $\dot{\hat{P}}_S$ und die Größe \dot{m}_{DK} . Nach der Modellierung des Sensorübertragungsverhaltens d.h. des Übertragungsverhaltens des Luftmassenmessers

und der Abtastung wird die Modellgröße $\dot{m}_{DK, LNU}$ einer Mittelung unterzogen, so daß die gemittelte Größe $\dot{m}_{DK, LNU}$ und der vom Luftmassenmesser gemessene durchschnittliche Luftmassenstrom $\dot{m}_{DK, LNU}$ einem Vergleich zugeführt werden können. Die Differenz beider Signale bewirkt eine Änderung $\Delta \hat{A}_{RED}$ des reduzierten Strömungsquerschnittes \hat{A}_{RED} , so daß stationär und instationär ein Modellabgleich erfolgen kann.

[0066] Für saugrohrdruckgeführte Motorsteuerungssysteme wird die in Figur 4 dargestellte Modellstruktur angegeben, wobei gleiche Blöcke wie in Figur 3 gleiche Bezeichnungen tragen. Ebenso wie bei dem luftmassengeführten Motorsteuerungssystem repräsentiert das Teilsystem "Saugrohrmodell", das durch die Differenzengleichung (2.7) beschriebene Verhalten. Führungsgröße dieses Modellregelkreises ist der Meßwert des über ein Segment gemittelten Saugrohrdruckes \bar{P}_{S-S} . Wird ebenfalls wie in Figur 3 ein PI-Regler eingesetzt, so ist im stationären Fall der Meßwert des Druckes im Saugrohr \bar{P}_{S-S} mit der Modellgröße \hat{P}_{S-S} identisch. Wie oben beschrieben, bleibt auch das vorliegende System nahezu uneingeschränkt arbeitsfähig, da bei Ausfall des Saugrohrdrucksignals oder des Meßwertes für den Drosselklappenwinkel ein entsprechendes Ersatzsignal gebildet werden kann.

[0067] Die durch das Saugrohrmodell erhaltenen Modellgrößen \hat{P}_S , \hat{P}_Z werden einem Block "Prädiktion" zugeführt. Da mit den Modellen auch die Druckänderungen im Saugrohr berechnet werden, können diese Druckänderungen dazu verwendet werden, den zukünftigen Druckverlauf im Saugrohr und damit die Zylinderluftmasse für das nächste [N+1] oder für die nächsten Segmente [N+H] zu schätzen. Die Größe \hat{m}_{Zyl} bzw. die Größe $\hat{m}_{Zyl}[N+1]$ dienen dann zur exakten Berechnung der Einspritzzeit, während derer Kraftstoff eingespritzt wird.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Bestimmen der einströmenden Luftmasse in den bzw. die Zylinder einer Brennkraftmaschine mit

- einem Ansaugsystem, das ein Saugrohr (10) und eine darin angeordnete Drosselklappe (11), sowie einen den Öffnungsgrad der Drosselklappe (19) erfassenden Drosselklappenstellungsfühler (14) aufweist,
- einem, ein Lastsignal ($\dot{m}_{DK, LNU}$; \bar{P}_{S-S}) der Brennkraftmaschine erzeugenden Sensor (12; 13)
- einer elektrischen Steuerungseinrichtung, die auf der Grundlage des gemessenen Lastsignals ($\dot{m}_{DK, LNU}$; \bar{P}_{S-S}) und der Drehzahl der Brennkraftmaschine eine Grundeinspritzzeit berechnet, wobei
- die Verhältnisse im Ansaugsystem mittels eines Saugrohrfüllungsmodells nachgebildet werden, wobei als Eingangsgrößen des Modells der Öffnungsgrad der Drosselklappe (11), der Umgebungsdruck (P_U) und die Ventilstellung repräsentierende Parameter herangezogen werden,
- eine Modellgröße für den Luftmassenstrom (\dot{m}_{DK}) an der Drosselklappe (11) mit Hilfe der Durchflußgleichung idealer Gase durch Drosselstellen beschrieben wird,
- eine Modellgröße für den Luftmassenstrom (\dot{m}_{Zyl}) in den bzw. in die Zylinder (17) als lineare Funktion des Saugrohrdruckes (\hat{P}_S) durch eine Massenbilanz der Luftmassenströme (\dot{m}_{DK} ; \dot{m}_{Zyl}) beschrieben wird
- diese Modellgrößen über eine Differentialgleichung verknüpft werden, daraus als bestimmende Größe zur Ermittlung der tatsächlichen Last der Brennkraftmaschine der Saugrohrdruck (\hat{P}_S) berechnet wird und
- aus dem linearen Zusammenhang zwischen berechnetem Saugrohrdruck (\hat{P}_S) und der Modellgröße für den Luftmassenstrom (\dot{m}_{Zyl}) in den bzw. in die Zylinder (17) durch Integration die in den bzw. in die Zylinder (17) einströmende Luftmasse (\hat{m}_{Zyl}) erhalten wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

daß das vom Lastsensor (12; 13) gemessene Lastsignal ($\dot{m}_{DK, LNU}$; \bar{P}_{S-S}) zur Korrektur und damit zum Abgleich der Modellgrößen (\dot{m}_{Zyl}) in einem geschlossenen Regelkreis herangezogen wird, wobei das Lastsignal ($\dot{m}_{DK, LNU}$; \bar{P}_{S-S}) als Führungsgröße des Regelkreises dient.

3. Verfahren nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß der Abgleich im stationären und/oder instationären Betrieb der Brennkraftmaschine durchgeführt wird und dabei das Übertragungsverhalten des Lastsensors (12; 13) berücksichtigt wird.

4. Verfahren nach Anspruch 2,

dadurch gekennzeichnet,

daß jedem gemessenen Wert des Drosselklappenöffnungsgrades ein Wert eines reduzierten Querschnitts der Drosselklappe (\hat{A}_{RED}) zugeordnet ist und der Abgleich der Modellgrößen durch Korrektur des reduzierten Querschnitts (\hat{A}_{RED}) durch eine Korrekturgröße ($\Delta \hat{A}_{RED}$) derart erfolgt, daß die Regelabweichung zwischen Führungsgröße und entsprechender Modellgröße minimiert wird.

5. Verfahren nach Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet,
daß der reduzierte Querschnitt (\hat{A}_{RED}) aus stationären Messungen am Motorprüfstand ermittelt wird und in einem Kennfeld eines Speichers der elektrischen Steuerungseinrichtung abgelegt ist.

6. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß bei der Darstellung der Modellgröße für den Luftmassenstrom (\hat{m}_{dk}) an der Drosselklappe (11) eine in der Durchflußgleichung (Gleichung 2.2) vorhandene Durchflußfunktion (ψ) in einzelne Abschnitte ($i = 1 \dots k$) unterteilt wird und diese Abschnitte durch Geradenabschnitte angenähert werden, wobei für die Steigung (m_i) und für das Absolutglied (n_i) der jeweiligen Geradenabschnitte als Funktion des Verhältnisses von Saugrohrdruck (\hat{P}_S) und Umgebungsdruck (\hat{P}_U) bestimmt sind und in einem Kennfeld abgelegt sind.

7. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Steigung (γ_1) und das Absolutglied (γ_0) der linearen Funktion für die Modellgröße für den Luftmassenstrom in den bzw. in die Zylinder (\hat{m}_{Zyl}) abhängig von mindestens einem der Parameter, Drehzahl der Brennkraftmaschine, Zylinderzahl, Saugrohrgeometrie, Temperatur der Luft (T_S) im Ansaugrohr (10) und Ventilsteuerzeichen festgelegt sind.

8. Verfahren nach Anspruch 7,
dadurch gekennzeichnet,
daß die Parameter durch stationäre Messungen am Motorprüfstand ermittelt werden und in Kennfelder abgelegt sind.

9. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die in den Zylinder einströmende Luftmasse (\hat{m}_{Zyl}) durch die Beziehung

$$\hat{m}_{Zyl}[N] = \frac{T_A}{2} \cdot \left(\hat{m}_{Zyl}[N-1] + \hat{m}_{Zyl}[N] \right)$$

berechnet wird, mit

T_A : Abtastzeit oder Segmentzeit

$\hat{m}_{Zyl}[N]$ Modellgröße des Luftmassenstromes während des aktuellen Abtastschrittes oder Segments

$\hat{m}_{Zyl}[N-1]$ Modellgröße des Luftmassenstromes während des vergangenen Abtastschrittes oder Segmentes.

10. Verfahren nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß die in den bzw. in die Zylinder einströmende Luftmasse (\hat{m}_{Zyl}) für einen, bezüglich der aktuellen Lasterfassung zum Abtastzeitpunkt $[N]$ in der Zukunft liegenden, bestimmten Prädiktionshorizont (H) geschätzt wird durch Schätzung des entsprechenden Druckwertes nach folgender Beziehung:

$$\hat{m}_{Zyl}[N+H] = T_A \cdot \left(\gamma_1 \cdot \left\{ \hat{P}_S[N] + (H-0.5) \cdot \frac{T_A}{2} \cdot \left[\hat{P}_S[N-1] + \hat{P}_S[N] \right] \right\} + \gamma_0 \right)$$

mit

T_A : Abtastzeit oder Segmentzeit

H : Prädiktionshorizont, Anzahl der in der Zukunft liegenden Abtastschritte

γ_1 : Steigung der linearen Gleichung
 γ_0 : Absolutglied zur Bestimmung von \dot{m}_{Zyl}
 N: aktueller Abtastschritt

11. Verfahren nach Anspruch 10,
dadurch gekennzeichnet,
 daß die Anzahl (H) von Segmenten, für die das Lastsignal für die Zukunft geschätzt werden soll, drehzahlabhängig festgelegt ist.

Claims

1. Method for determining the air mass flowing into the cylinder or cylinders of an internal combustion engine with
 - an induction system which comprises an induction manifold (10) and a throttle valve (11) arranged within it as well as a throttle valve position sensor (14) which detects the degree of opening of the throttle valve (19),
 - a sensor (12; 13) which produces a load signal (\dot{m}_{DK_LMV} ; \bar{P}_{S_S}) of the internal combustion engine,
 - an electrical control device, which calculates a basic injection time on the basis of the measured load signal (\dot{m}_{DK_LMV} ; \bar{P}_{S_S}) and the speed of the internal combustion engine, whereby
 - the conditions in the induction system are simulated by an induction manifold charging model, wherein parameters representing the degree of opening of the throttle valve (11), the ambient pressure (P_U) and the valve position are used as input variables of the model,
 - a model variable for the air mass flow ($\hat{\dot{m}}_{DK}$) at the throttle valve (11) is described by means of the flow-through equation of ideal gases through throttling points,
 - a model variable for the air mass flow ($\hat{\dot{m}}_{Zyl}$) into the cylinder or cylinders (17) is described as a linear function of the induction manifold pressure (\hat{P}_S) by a mass balance of the air mass flows ($\hat{\dot{m}}_{DK}$, $\hat{\dot{m}}_{Zyl}$),
 - these model variables are linked by a differential equation, the induction manifold pressure (\hat{P}_S) being calculated therefrom as a defining variable for determining the actual load of the internal combustion engine, and
 - the air mass ($\hat{\dot{m}}_{Zyl}$) flowing into the cylinder or cylinders (17) is obtained from the linear relationship between calculated induction manifold pressure (\hat{P}_S) and the model variable for the air mass flow ($\hat{\dot{m}}_{Zyl}$) in the cylinder or cylinders (17) by integration.
2. Method in accordance with claim 1, characterized in that the load signal (\dot{m}_{DK_LMV} ; \bar{P}_{S_S}) measured by the load sensor (12; 13) is used to correct and therefore to adjust the model variables ($\hat{\dot{m}}_{Zyl}$) in a closed control circuit, the load signal (\dot{m}_{DK_LMV} ; \bar{P}_{S_S}) serving as reference variable of the control circuit.
3. Method in accordance with claim 2, characterized in that the adjustment is made in the steady-state and/or transient mode of the internal combustion engine, allowing for the transmission behaviour of the load sensor (12; 13).
4. Method in accordance with claim 2, characterized in that a value of a reduced cross-section of the throttle valve (\hat{A}_{RED}) is allocated to each measured variable of the degree of opening of the throttle valve and the model variables are adjusted by correcting the reduced cross-section (\hat{A}_{RED}) by a correction variable ($\Delta\hat{A}_{RED}$) such that the deviation between reference variable and corresponding model variable is minimized.
5. Method in accordance with claim 4, characterized in that the reduced cross-section (\hat{A}_{RED}) is determined from steady-state measurements on the engine test stand and is entered into a map in a memory in the electric control device.
6. Method in accordance with claim 1, characterized in that, when portraying the model variable for the air mass flow ($\hat{\dot{m}}_{DK}$) at the throttle valve (11), a flow-through function (ψ) present in the flow-through equation (equation 2.2) is divided into individual sections ($i = 1 \dots k$) and these sections are approximated by straight line sections, the re-

spective straight line sections being determined as a function of the ratio of induction manifold pressure (\hat{P}_s) to ambient pressure (\hat{P}_u) for the gradient (m_i) and for the absolute term (n_i) and being entered into a map.

7. Method in accordance with claim 1, characterized in that the gradient (γ_1) and the absolute term (γ_0) of the linear function for the model variable for the air mass flow into the cylinder or cylinders (\hat{m}_{zyl}) are established as a function of at least one of the parameters of speed of the internal combustion engine, number of cylinders, induction manifold geometry, temperature of the air (T_s) in the induction manifold (10) and valve control symbol.
8. Method in accordance with claim 7, characterized in that the parameters are determined by steady-state measurements on the engine test stand and are entered into maps.
9. Method in accordance with claim 1, characterized in that the air mass (\hat{m}_{zyl}) flowing into the cylinders is calculated by the equation

$$\hat{m}_{zyl}[N] = \frac{T_A}{2} \cdot (\hat{m}_{zyl}[N-1] + \hat{m}_{zyl}[N])$$

where

T_A is the sampling interval or segment time

$\hat{m}_{zyl}[N]$ is the model variable of the air mass flow during the current sampling step or segment

$\hat{m}_{zyl}[N-1]$ is the model variable of the air mass flow during the previous sampling step or segment.

10. Method in accordance with claim 1, characterized in that the air mass (\hat{m}_{zyl}) flowing into the cylinder or cylinders is estimated for a defined prediction horizon (H) located in the future with respect to the current load detection at the moment of sampling [N] by estimating the corresponding pressure value in accordance with the following equation:

$$\hat{m}_{zyl}[N+H] = T_A \cdot \left[\gamma_1 \cdot \left(\hat{P}_s[N] + (H-0.5) \cdot \frac{T_A}{2} \cdot [P_s[N-1] + P_s[N]] \right) + \gamma_0 \right]$$

where

T_A : sampling interval or segment time

H: prediction horizon, number of sampling steps located in the future

γ_1 : gradient of the linear equation

γ_0 : absolute term for determining \hat{m}_{zyl}

N: current sampling step

11. Method in accordance with claim 10, characterized in that the number (H) of segments for which the load signal is to be estimated for the future is established as a function of the speed.

Revendications

1. Procédé de détermination du débit massique d'air introduit dans le ou les cylindres d'un moteur à combustion interne, comprenant :

- un système d'admission comportant un collecteur d'admission (10) et un papillon des gaz (11) disposé dans celui-ci, ainsi qu'un dispositif capteur de position de papillon des gaz (14) détectant le degré d'ouverture du papillon des gaz (19),
- un capteur (12 ; 13) produisant un signal de charge (\dot{m}_{DK_LNM} ; \bar{P}_{S_S}) du moteur à combustion interne,
- un dispositif de commande électronique qui calcule une durée d'injection de base à partir du signal de charge mesuré (\dot{m}_{DK_LNM} ; \bar{P}_{S_S}) et de la vitesse de rotation du moteur à combustion interne,

selon lequel :

- les conditions dans le système d'admission sont simulées au moyen d'un modèle de remplissage de collecteur d'admission, le degré d'ouverture du papillon des gaz (11), la pression ambiante (P_U) et des paramètres représentant la position de soupapes étant utilisés en tant que grandeurs d'entrée du modèle,
 - une grandeur de modèle correspondant au débit massique d'air (\dot{m}_{DK}) à l'endroit du papillon des gaz (11) est décrite au moyen de l'équation d'écoulement des gaz parfaits à travers des emplacements d'étranglement,
 - une grandeur de modèle correspondant au débit massique d'air (\dot{m}_{Z_N}) dans le ou les cylindres (17) est décrite comme fonction linéaire de la pression de collecteur d'admission (\hat{P}_S) au moyen d'un bilan des débits massiques d'air (\dot{m}_{DK} , \dot{m}_{Z_N}),
 - ces grandeurs de modèle sont liées au moyen d'une équation différentielle et, à partir de celle-ci, la pression de collecteur d'admission (\hat{P}_S) est calculée comme grandeur décisive pour la détermination de la charge effective du moteur à combustion interne et
 - à partir de la relation linéaire se présentant entre la pression de collecteur d'admission calculée (\hat{P}_S) et de la grandeur de modèle correspondant au débit massique d'air (\dot{m}_{Z_N}) dans le ou les cylindres (17), le débit d'air (\dot{m}_{Z_N}) introduit dans le ou les cylindres (17) est obtenu par intégration.
2. Procédé suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le signal de charge (\dot{m}_{DK_LNM} ; \bar{P}_{S_S}) mesuré par le capteur de charge (12 ; 13) est utilisé dans un circuit de régulation fermé pour la correction et donc pour la compensation des grandeurs de modèle (\dot{m}_{Z_N}) le signal de charge (\dot{m}_{DK_LNM} ; \bar{P}_{S_S}) servant de grandeur de pilotage du circuit de régulation.
 3. Procédé suivant la revendication 2, caractérisé en ce que la compensation est effectuée en régime permanent et/ou en régime non permanent du moteur à combustion interne et qu'il est de ce fait tenu compte du comportement de transmission du capteur de charge (12 ; 13).
 4. Procédé suivant la revendication 2, caractérisé en ce qu'une valeur d'une section transversale réduite (\hat{A}_{RED}) du papillon des gaz est associée à chaque valeur mesurée du degré d'ouverture de papillon des gaz et que la compensation des grandeurs de modèle par correction de la section transversale réduite (\hat{A}_{RED}) au moyen d'une grandeur de correction ($\Delta \hat{A}_{RED}$) est effectuée de façon telle que l'écart de régulation entre la grandeur de pilotage et la grandeur de modèle correspondante est rendu minimal.
 5. Procédé suivant la revendication 4, caractérisé en ce que la section transversale réduite (\hat{A}_{RED}) est déterminée à partir de mesures effectuées en régime permanent sur banc d'essais de moteur et est rangée en mémoire dans une table caractéristique d'une mémoire du dispositif de commande électrique.
 6. Procédé suivant la revendication 1, caractérisé en ce que, pour la représentation de la grandeur de modèle correspondant au débit massique d'air (\dot{m}_{DK}) à l'endroit du papillon des gaz (11), une fonction d'écoulement (ψ) existant dans l'équation d'écoulement (équation 2.2) est divisée en segments individuels ($i = 1 \dots k$) et ces segments font l'objet d'une approximation au moyen de segments de droite, la pente (m_i) et l'abscisse à l'origine (n_i) des segments de droite respectifs étant déterminés en fonction du rapport de la pression de collecteur d'admission (\hat{P}_S) et de la pression ambiante (\hat{P}_U) et étant rangées en mémoire dans une table caractéristique.
 7. Procédé suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la pente (γ_1) et l'abscisse à l'origine (γ_0) de la fonction linéaire correspondant à la grandeur de modèle prévue pour le débit massique d'air (\dot{m}_{Z_N}) dans le ou les cylindres sont déterminées en fonction d'au moins l'un des paramètres que sont la vitesse de rotation du moteur à combustion interne, le nombre de cylindres, les paramètres géométriques du collecteur d'admission, la température (T_S) de l'air dans le collecteur d'admission (10) et les durées de commande de soupapes.
 8. Procédé suivant la revendication 7, caractérisé en ce que les paramètres sont déterminés au moyen de mesures effectuées en régime permanent sur banc d'essais de moteur et sont rangés en mémoire dans des tables caractéristiques.

téristiques.

9. Procédé suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le débit massique d'air (\hat{m}_{zyi}) pénétrant dans le cylindre est calculé au moyen de la relation,

$$\hat{m}_{zyi}[N] = \frac{T_A}{2} \cdot \left(\hat{m}_{zyi}[N-1] + \hat{m}_{zyi}[N] \right)$$

T_A désignant la durée d'analyse par échantillonnage ou segment de temps,
 $\hat{m}_{zyi}[N]$ la grandeur de modèle du débit massique d'air pendant le pas d'analyse ou segment actuel,
 $\hat{m}_{zyi}[N-1]$ la grandeur de modèle du débit massique d'air pendant le pas d'analyse ou segment passé.

10. Procédé suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le débit massique d'air (\hat{m}_{zyi}) pénétrant dans le ou les cylindres est estimé pour un horizon de prédiction (H) déterminé, situé dans le futur par rapport à la détermination de charge actuelle à l'instant d'analyse par échantillonnage [N], par estimation de la valeur de pression correspondante conformément à la relation suivante :

$$\hat{m}_{zyi}[N+H] = T_A \cdot \left(\gamma_1 \cdot \left\{ \hat{P}_s[N] + (H-0.5) \cdot \frac{T_A}{2} \cdot \left[\hat{P}_s[N-1] + \hat{P}_s[N] \right] \right\} + \gamma_0 \right)$$

avec

T_A : durée d'analyse par échantillonnage ou segment de temps,
 H : horizon de prédiction, nombre des pas d'analyse par échantillonnage se trouvant dans le futur,
 γ_1 : pente de l'équation linéaire,
 γ_0 : abscisse à l'origine servant à la détermination de \hat{m}_{zyi} ,
 N : pas d'analyse par échantillonnage actuel.

11. Procédé suivant la revendication 10, caractérisé en ce que le nombre (H) de segments pour lesquels le signal de charge doit être estimé dans le futur est déterminé en fonction de la vitesse de rotation.

FIG 1

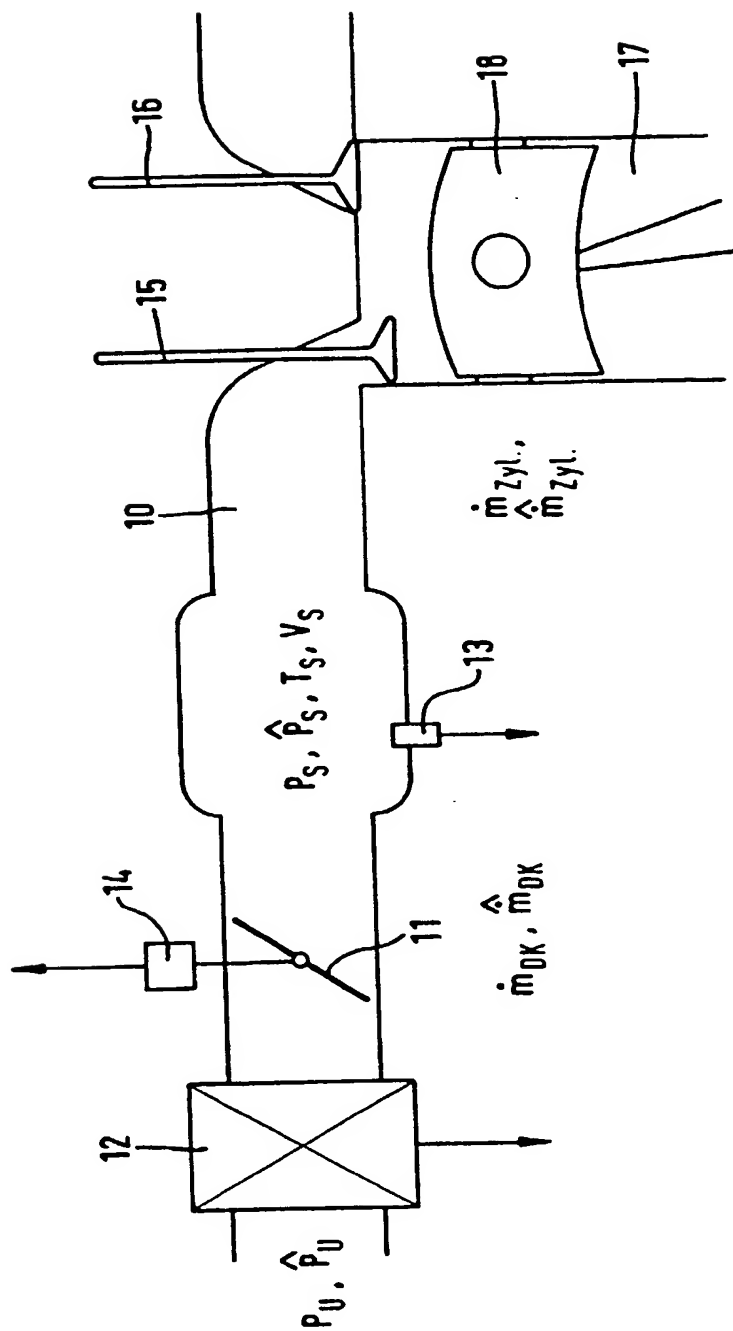


FIG 2

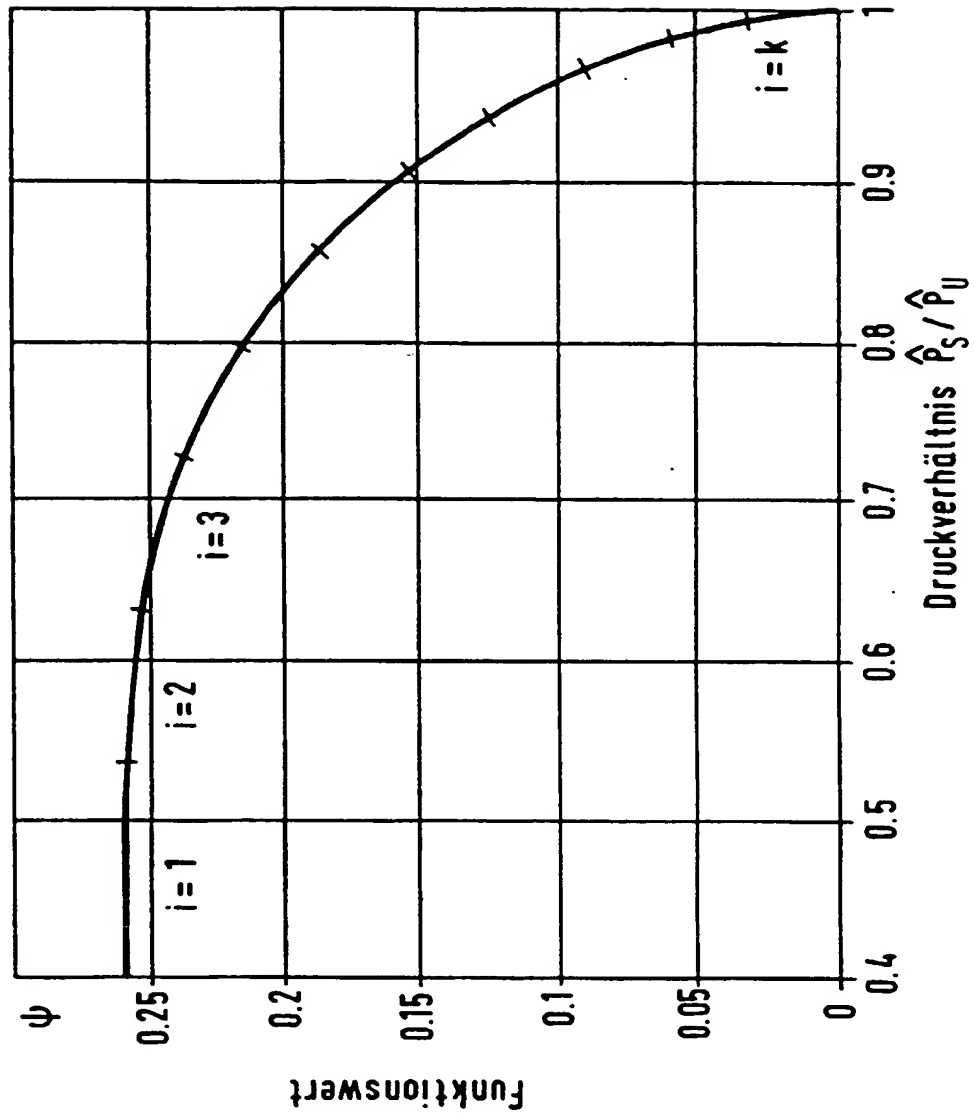


FIG 3

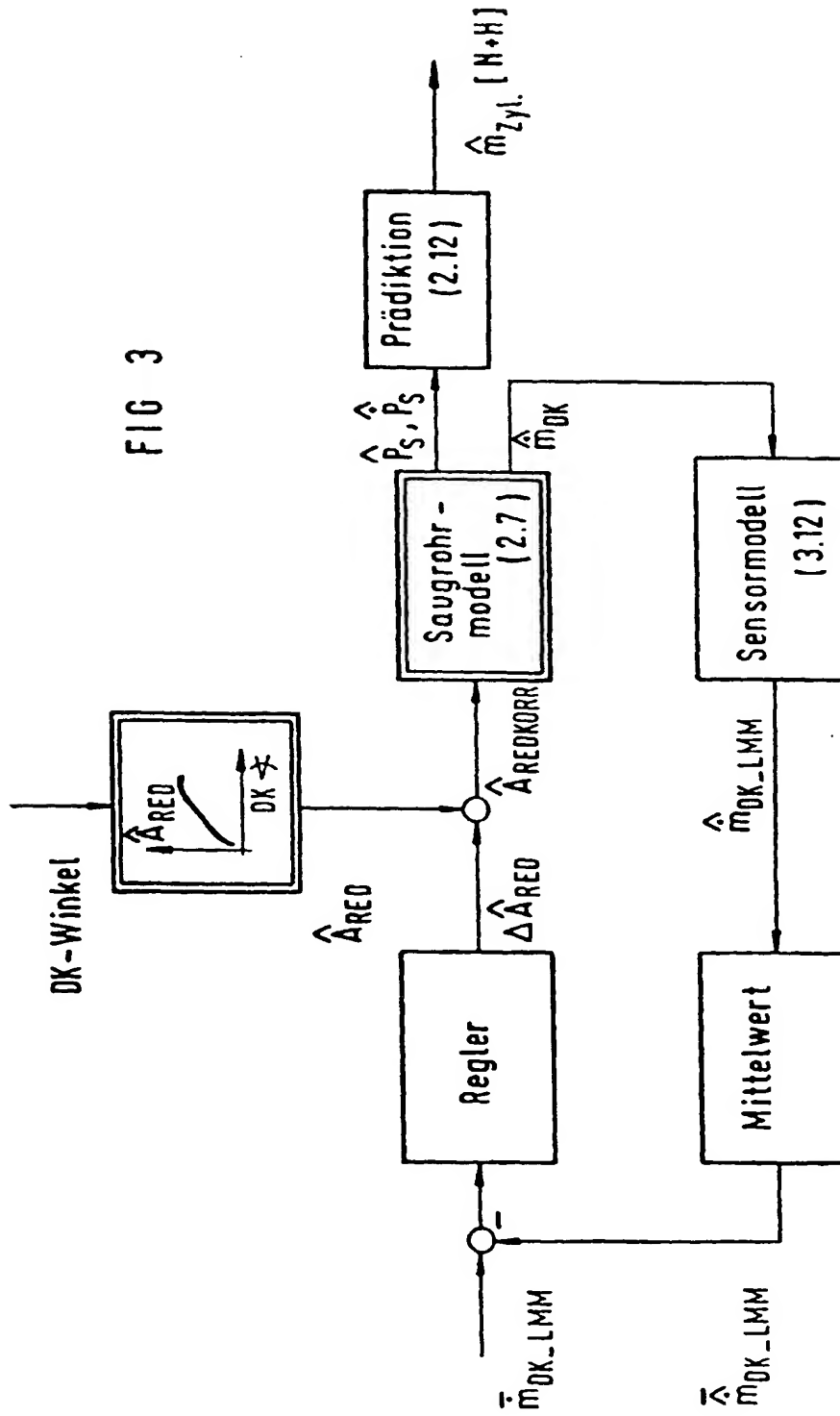
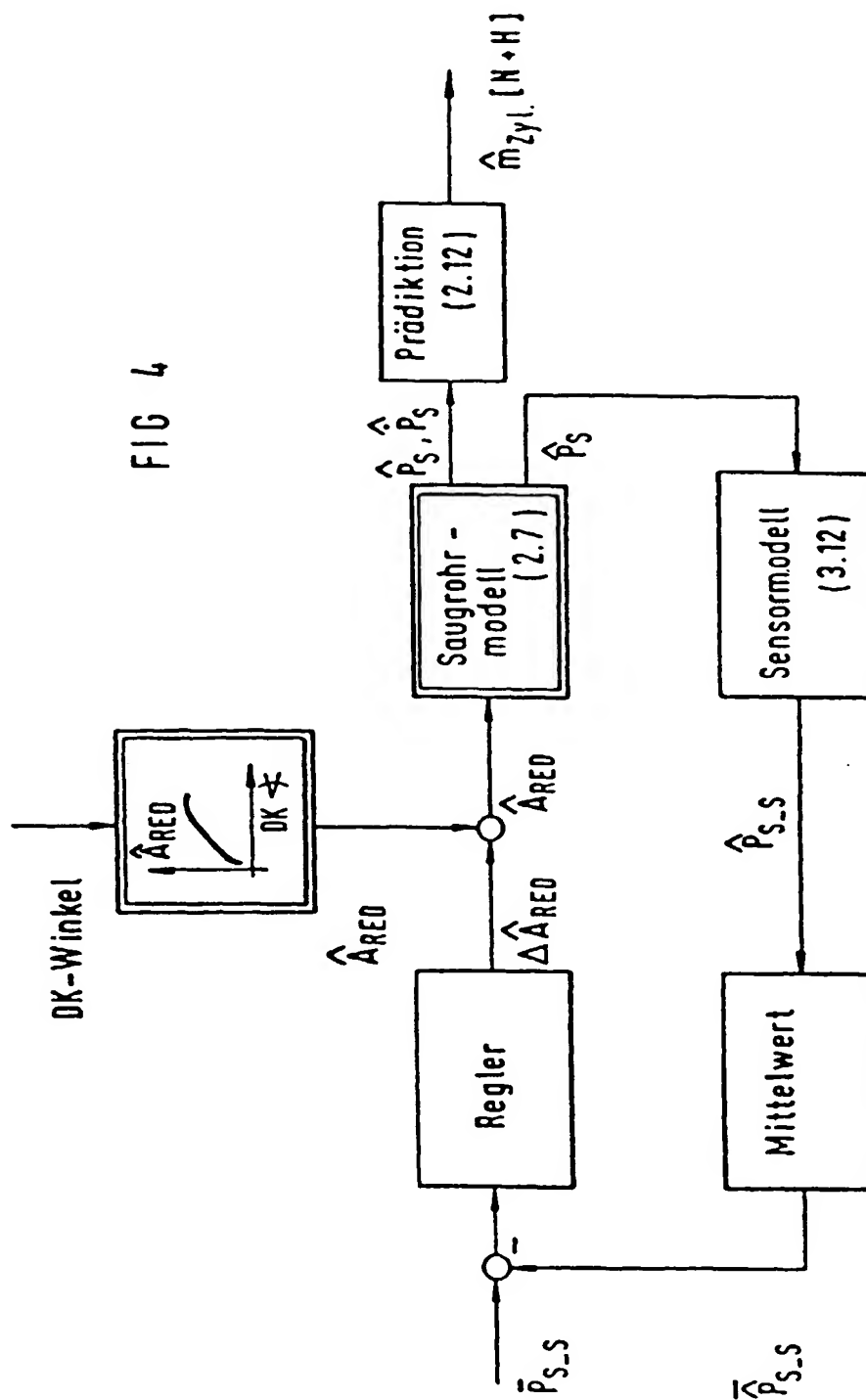
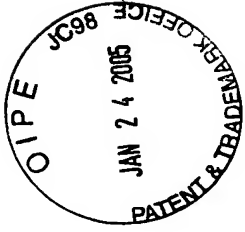


FIG 4





THIS PAGE BLANK (USPT)